

移動式クレーンと振動くい打ち機からなる系の制振に関する研究*

伊 藤 廣** 黒 橋 道 也***

Optimum Design of a Dynamic Damper for a Vibration Hammer Attached to a Mobile Crane.

Hiroshi ITO, Michiya KUROHASHI

This paper deals with the damping of vibration of the system in the case when a pile is driven into or drawn out of the ground with a vibration hammer attached to a mobile crane. Vibrational characteristics of the whole system are found through finite element analysis of a symplified model of the system. Using these results, the optimum design of a dynamic damper mounted on the crane boom has been made for the vibrational modes.

Theoretical results obtained on natural frequency and effects of the dynamic damper on vibration of the system have been found to agree well with those obtained by experiments using an actual machine, and validity of the symplified model of the system and the design of the dynamic damper is confirmed. The application of the dynamic damper leads to about one-half reduction of the vibration of the crane boom without impairing its working efficiency.

1. ま え が き

近年、土木建築工事において、くい打ち込みや引き抜き作業に振動くい打ち機が使用される場合がしばしば見受けられる。その作業においては、図1に示すように、移動式クレーンの巻上げロープに振動くい打ち機を吊し、くい打ち込み、引き抜きを行うが、巻上げロープを介して振動が上部に伝達され、クレーンブームが加振されることになる。とくに、作業が終了し振動くい打ち機の回転数が下降するときに、クレーンブームと振動くい打ち機からなる系の共振点を通過し、ブームの振動が大きくなり、ブームの疲労破壊の原因となっている。このとき、問題となるのは、系の構造上、図1に示す ω - η 面内の振動である。

この振動問題に対して、くい打ち込み、引き抜き作業の機動性を損なわずに、ブームの振動を小さくし、疲労破壊を防止するために、ブームに動吸振器を装着することを考え、系の振動解析および実験を行なった。すなわち、クレーンブームと振動くい打ち機からなる振動系に対して、有限要素法が適用できるようにモデル化を行ない、固有値解析することにより、系の固有振動数、振動モードなどを得る。また、モーダルアナリシスの手法を

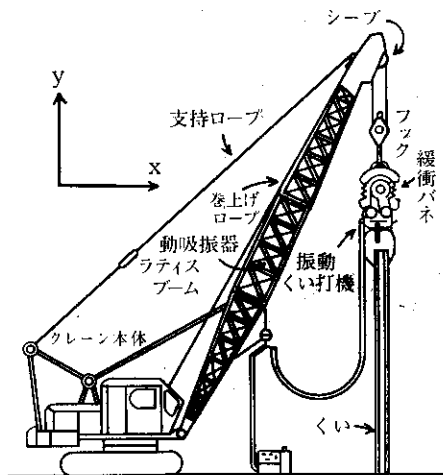


図1 振動くい打ち機を用いたくい打ちくい抜き作業

使用して、固有値解析の結果から振動応答解析を行ない、ブームに発生する応力を求め、それらのデータをもとに制振効果が大きくなるように動吸振器を設計製作した。そして、実際に移動式クレーンと振動くい打ち機を用いて実験を行ない、解析手法の妥当性と動吸振器の最適設計や制振効果について検討を行った。

2. 記号の説明

ω : 角振動数

* 原稿受付 昭和54年1月22日。

** 長岡技術科学大学機械系 (長岡市上富岡町長峰1603-1)

*** 株式会社神戸製鋼所 機械研究所

(神戸市東灘区脇浜町1丁目3番18号)

ω_s : 振動くい打機の定常角振動数

σ : 応力ベクトル

σ_j : j 次の応力モード

m_j : j 次のモデル質量

h_j : j 次の減衰比率

Ω : 角固有振動数

Ω_j : j 次の角固有振動数

a_{jf}, a_{if} : j 次, ℓ 次の固有モードでの加振点の成分

a_{jg}, a_{ig} : j 次, ℓ 次の固有モードでの動吸振器と取り付け位置の成分

M : 主質量

m : 動吸振器の質量

k : 動吸振器のばね定数

C : 動吸振器の減衰定数

F_0 : くい打機の起振力

X_1 : 主質量の変位振幅

X_2 : 動吸振器の変位振幅

X_r : 相対振幅 $X_1 - X_2$

S : 最大発生応力

添字 d: 動吸振器を装着した場合を表わす

添字 e: 動吸振器を装着していない場合を表わす

添字 o: くい重量が零の場合を表わす

添字 65: ブーム起伏角が 65° であることを表わす

[M]: 質量マトリックス

[C]: 減衰マトリックス

[K]: 剛性マトリックス

[N]: モデルマトリックス

F : 加振力振幅ベクトル

x : 変位振幅ベクトル

X : 固有振動モード

X_j : j 次の固有振動モード

3. 解析手法

(1) クレーンブームと振動くい打機からなる系の振動振動系は図1に示すようにクレーン本体, ラティスブーム, 支持および巻上げロープ, シープ, フック, 緩衝バネ, 振動くい打機本体から構成されており, ここでは $x-y$ 面内の振動が問題となる。解析には, はりの静たわみ曲線を変位関数とする有限要素法を用いるが, 各構成要素を考慮するように図2に示す形の等価な平面計算モデルにおきかえる。計算モデルにおいては, クレーン本体は振動が小さく固定部とみなされ, ブーム, ロープ類は固定部にピン結合されているものと考えた。

シーブ部はロープの巻上比が同一になるように等価なレバーで置換え, その回転慣性は無視している。巻上げ

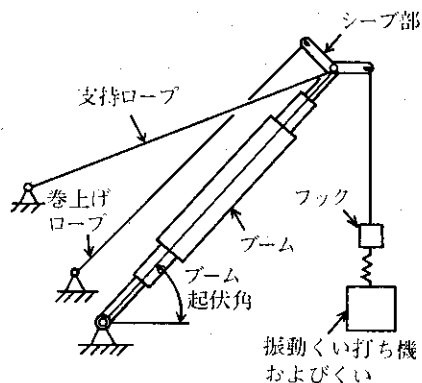


図2 計算モデル

ロープ, 支持ロープはばね特性のみをあらわすように, 質量がなく引張剛性が等しい等価なはりに, そしてラティスブームは計算の都合上, はり要素に分割できるように振動特性が等価な段付はりにモデル化している。

計算モデルに対し, 有限要素法を適用することにより, 系の運動方程式として,

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = F e^{i\omega t} \quad (1)$$

が得られる。上式において系の固有振動数をうるため外力項を除き, また, 系の減衰が大きくないので減衰項を除いて, 正弦波振動を考慮して,

$$x = X e^{i\omega t} \quad (2)$$

とおき, 代入すると固有値方程式として次式

$$[K]X = \Omega^2 [M]X \quad (3)$$

のようになる。式(3)に対して固有値解析を行うことにより, 系の固有振動数, 固有振動モード, 固有質量, 応力モードなどが求まる。

問題とする振動は回転数の降下時であり加振周波数が時間と共に変化する過渡現象であるが, その変化速度はゆるやかであり, 全体としては定常振動とみなすことができる。系の振動応答, ブーム部での発生振動応力は, 式(1)を直接解くことによっても求めることができるが, ここでは各モードの振動に及ぼす影響をより明確に把握するため, モデルアナリシスの手法を用いて検討する。各モードの減衰比率が得られれば(経験的に求めることになる), 系の固有値解析の結果をもとに, 各点の変位および発生応力の振動応答は,

$$x = \sum_{j=1}^n \frac{F_0 \left(\frac{\omega}{\omega_s} \right)^2 X_j a_{jf}}{m_j (-\omega^2 + 2i\omega\Omega_j h_j + \Omega_j^2)} e^{i\omega t} \quad (4)$$

$$\sigma = \sum_{j=1}^n \frac{F_0 \left(\frac{\omega}{\omega_s} \right)^2 \sigma_j a_{jf}}{m_j (-\omega^2 + 2i\omega\Omega_j h_j + \Omega_j^2)} e^{i\omega t} \quad (5)$$

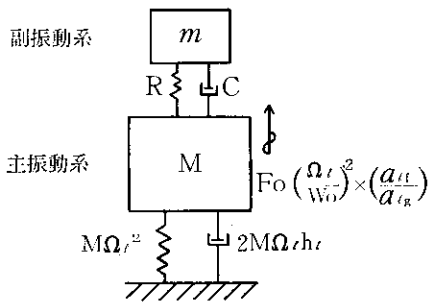


図3 2自由度モデル

の形であたえられる。固有値解析の結果から得られる固有振動数のうちで、振動くい打機の定格回転数の範囲内に入るものがいくつかあると考えられるが、式(4)、式(5)をもとに計算することにより、いずれの共振点での発生振動変位および応力が大となるかがあきらかになり、どのモードが制振を必要とするかどうか判断できる。

(2) 動吸振器付加時の振動

加振周波数が一定でなく振動くい打機の回転数が下降するとともに掃引的に変化する振動系となるが、このような系を制振するには減衰器付動吸振器が効果的であり、それをクレーンブームに装着する場合を考える。振

動応力が高く制振を必要とするモードについて着目すると、そのモードを1自由度の振動系として扱うことができ、したがって制振を必要とするモードが一般にいわれる主振動系に、そして動吸振器が副振動系となる。

動吸振器は制振効果が大きくなるようにブーム振動モード成分のできるだけ大きい位置にとりつけるようになるが、この場合の運動方程式をたてる際、主振動系の質量としては、主振動系の変位を代表する動吸振器とり付位置におきかえた等価質量を用いることにする。したがって、今ℓ次のモードに着目するとして主振動系の等価質量は、

$$M = \frac{m_l}{a_{lg}^2} \quad (6)$$

となる。すなわち、主振動系としては、質量M、ばね定数 $M\Omega_i^2$ 、減衰定数 $2M\Omega_i h_i$ から構成される系になり、そこへ振動くい打機からの有効加振力 $F_0(\Omega_i/\omega_0)^2 \times (a_{if}/a_{ig})$ が作用することになる。そして、その上にはばね、質量、減衰器からなる動吸振器が付加されることになる。

したがって、動吸振器付加時の振動系は、図3のような2自由度系に正弦波外力が作用する場合になり、運動方程式は、

$$\begin{aligned} -M\omega^2 X_1 + i\omega(2M\Omega_i h_i + C)X_1 + (M\Omega_i^2 + k)X_1 - i\omega C X_2 - kX_2 &= F_0 \left(\frac{\Omega_i}{\omega_0} \right)^2 \left(\frac{a_{if}}{a_{ig}} \right) \\ -m\omega^2 X_2 + i\omega C X_2 + kX_2 - i\omega C X_1 - kX_1 &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

となる、式(7)を解くことによって主振動系振幅および、主振動系と副振動系の振幅は、次のように、

$$X_1 = \frac{F_0 \left(\frac{\Omega_i}{\omega_0} \right)^2 \left(\frac{a_{if}}{a_{ig}} \right) (k - m\omega^2 + i\omega C)}{(M\Omega_i^2 + k - M\omega^2)(k - m\omega^2) - \omega^2 C(2M\Omega_i h_i + C) - k^2 - \omega^2 C^2 + i\{\omega(2M\Omega_i h_i + C)(k - m\omega^2) + \omega C(K + k - M\omega^2) - 2\omega k C\}} \quad (8)$$

$$X_2 = \frac{F_0 \left(\frac{\Omega_i}{\omega_0} \right)^2 \left(\frac{a_{if}}{a_{ig}} \right) (k + i\omega C)}{(M\Omega_i^2 + k - M\omega^2)(k - m\omega^2) - \omega^2 C(2M\Omega_i h_i + C) - k^2 - \omega^2 C^2 + i\{\omega(2M\Omega_i h_i + C)(k - m\omega^2) + \omega C(K + k - M\omega^2) - 2\omega k C\}} \quad (9)$$

といった形で得られる。絶対振幅は式(8)、(9)の絶対値をとることによって求まる。

制振効果として疲労に影響する発生応力で評価をするが、ブームの応力は主振動系の振幅に比例すると考えそれを最小にする方向に考える。動吸振器の制振効果は主振動系と副振動系との質量、振動数および減衰定数の比率に影響され、それらを最適に組合せる必要がある。そのため、五百井、池田²⁾の実用式より動吸振器の質量をパラメータとして発生応力を最小にする最適なばね定数、減衰定数およびその制振効果を求めることとする。

ここで、振動くい打機からの実際の加振力は回転数の二乗に比例して変化すること、動吸振器取付時は2自由

度系となり別れた二個の変位又は応力のピークを示す周波数において主振動系のモードが変化することなどの問題が出てくるが、図1に示す系では、緩衝ばねのばね定数が系の他の部分と比較してやわらかいので主振動系のモードはブームの方よりは主に緩衝ばねで支持される加振点で変化し、振動数の増加にともなって一般化力を小さくする方向に作用すると考えられる。すなわち、振動数が異っても有効加振力はほぼ一定であり、また加振点の変位は絶対値が他の場所より十分小さく相当質量をあまり変化させないと考えて、前記のように処理している。

4. 動吸振器の設計

実験に使用する実機におけるクレーンブームおよび振動くい打ち機からなる系に対して最適な動吸振機を設計するため、3で述べたように系をモデル化し固有値解析を行うと、振動くい打ち機の定格回転数1100rpm (18.3 Hz) 以下に共振点が4個存在し、図4に示すような固有振動数およびその振動モードが得られた。

次に各共振点での発生応力を調べるため、各モードとも減衰比率を経験的に約6%と設定し、固有値解析の結果をもとに式(5)を用いて計算を行うと、3次モードにおいてブームでの発生応力が最大となる結果が得られた。1次モードはブームが剛体的に振動するモードであり変位は大きいが生応力はあまり大きくならず、また2次モードにおいてもブームはまだそれほど変形していない。3次モードはブームはかなり変形しており、振動数がそれほど高くないことから振動くい打ち機からの加振力が緩衝ばねで完全には絶縁されず、応力が高くなっているものと考えられる。また、4次モードでは振動数が高いため

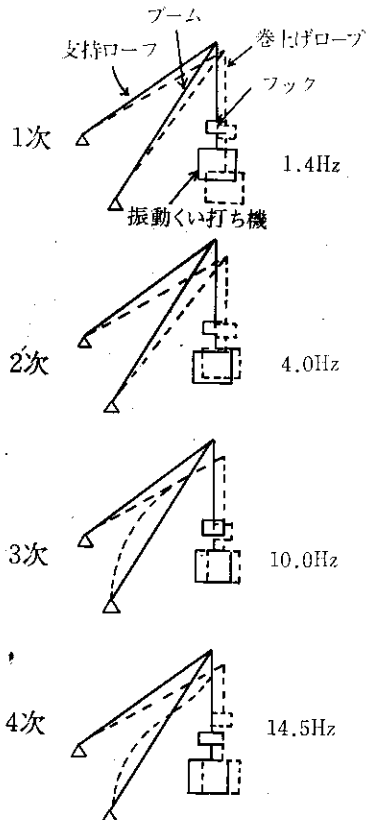


図4 クレーンブームと振動くい打ち機からなる系の振動モード

加振力がブームに伝達されにくく応力はあまり高くないと思われる。

表1 3次モードパラメータ

モーダル質量 m	1.45kg·sec ² /cm
固有振動数	6.28rad/sec
減衰比率 h	0.06
動吸振器取付位置モード成分	$a_{30}=1.15$
加振点モード成分	$a_{31}=0.07$

表2 動吸振器諸元

質量(kg·sec ² /cm)	0.074
ばね定数(kg/cm)	240
減衰定数(kg·sec ² /cm)	1.5
振動数(Hz)	9.07

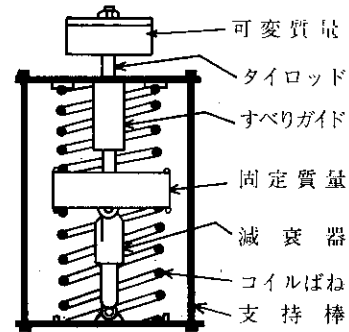


図5 動吸振器概略

したがって、ここでは最大発生応力を示す3次モードを制振の対象とした動吸振器について検討する。主振動系となる3次モードに関して計算に必要な動吸振器とりつけ位置および加振点のモードと固有質量を表1に示す。

動吸振器の質量は、制振効果が期待でき、しかもブーム内に装着できる大きさに制限され、これを $m=0.74 \times 10^{-1} \text{kg} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}$ とすれば、最適なばね定数および減衰定数は表2のようになる。この場合、制振効果としては応力が動吸振器装着前に比較して約40%に低減することになる。表2の諸元をもとに製作した動吸振器の概略を図5に示している。コイルバネ、質量、および減衰器から構成されているが、制振効果を大にすると質量がよく振動することになり、バネの疲労強度について検討する必要がある。そのため、式(8)、(9)より主振動系と副振動系との相対振幅すなわちバネのたわみを求め、疲労強度上安全であるように設計している。また、減衰器としては自動車用のショックアブソーバを使用しているが、押側と引側の定数が異っており、実際には両者の差ができるだけ小さく、かつ一サイクル当りの消散エネルギーが表2に示した減衰定数を用いた場合と同一になるようなものを選択した。質量は図5に示すように固定質量と可変質量とに分割し、実験の際、質量調整が可能な構造を採用した。固定質量と可変質量はタイロッドで結合され

ているが、それをすべりガイドで支持し、主振動系の振動方向のみに動くように拘束している。また、その接触部分はグリース潤滑を行うことによって余分な抵抗が入らないようになっている。

5. 実験および検討

計算手法の妥当性および設計製作した動吸振器の制振効果を確認するため図1のような形で実験機を用いて実験を行い計算値と比較し検討した。

(1) 実験方法

実験には、クレーンブームとして全長約15mおよび18mの2種のラティスブームを用意し、振動くい打機は重量約2.5ton、定格回転数1100rpm、起振力約30tonのものを使用した。ブーム部には、発生最大応力を検出できるように長手方向に図6に示すひずみゲージを数箇所貼付けている。そして、動ひずみ計を通して電磁オシログラフおよびデータレコーダによって測定記録を行った。動吸振器はブームの最大振幅点にできるだけ近い位置に、図1に示すようにブーム長手方向に直角にとりつけた。また、参考として動吸振器の動きを知るために可変質量に加速度ピックアップを取りつけチャージ式振動計で測定を行った。

実験は、振動くい打機のみおよび種々の重量のくいを吊した状態で約60°~70°のブーム角度の範囲で振動くい打機の運転を行い、回転数上昇時、定格回転時、回転数下降時の振動の測定を行った。動吸振器装着時は、可変質量で質量を変化させ、種々の運転条件における制振効果に及ぼす影響を調べた。

(2) 実験結果

図7に、振動くい打機の回転数下降時のブームでの振動応力の波形の一例を示すが、回転数が共振点にかかる

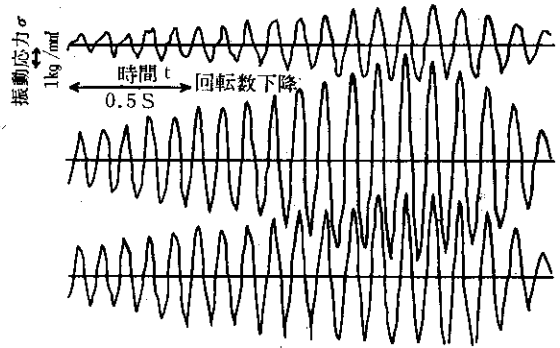


図7 振動応力実測波形例

表3 固有振動数

次 数	計 算 値 (Hz)	実 測 値 (Hz)	計算値/ 実測値
1	1.4	1.2	1.17
2	4.0	3.3	1.21
3	10.0	9.7	1.03
4	14.5	13.8	1.05

と発生応力が大きくなっているのがよくあらわれている。また、いずれの応力波形もゲインはほぼ同一であるが、測定位置によって発生応力振幅に差がでているのがわかる。

15mブームに関して、振動くい打機の回転数の範囲内にある4つの固有振動数について計算および実測から得られた値の比較を示すが、問題とする3次モードはよい精度で求められている。また、ここで制振の対象としている3次モードにおいて実測でも最大応力を発生し、計算結果とよく一致し、モデル化の方法および計算手法が妥当であったと考えられる。

動吸振器の減衰定数、ばね定数は一定にしておき質量を変化させたときの制振効果に及ぼす影響について、計算値と実測値との比較を図8に示す。横軸に主振動系と副振動系の質量比を、縦軸には制振効果（動吸振器装着時発生応力/装着前発生応力）をとっている。動吸振器装着時は共振点は2個のピークに分離するが、振動数の高い方を○印で示した実線で、低い方は●印で示した破線で結んでいる。計算値は式(7)から計算を行い実測値と対応するように実線および破線で示している。実測による制振効果は最も効果のあった場合で、発生応力が動吸振をつけていない場合の約1/2になっており、計算値より少し大きい値を示している。また、制振効果が最大となる質量比M/mの値も若干ずれてはいるが、全体の傾向としては計算値と実測値はよく合致している。質量

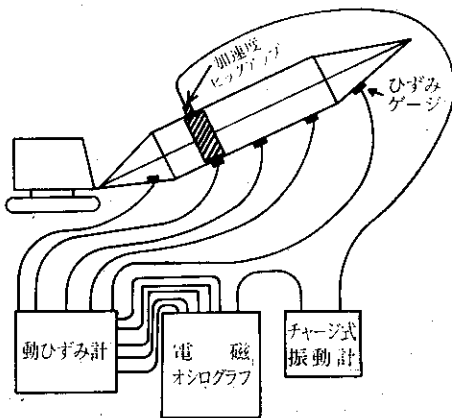


図6 測定方法

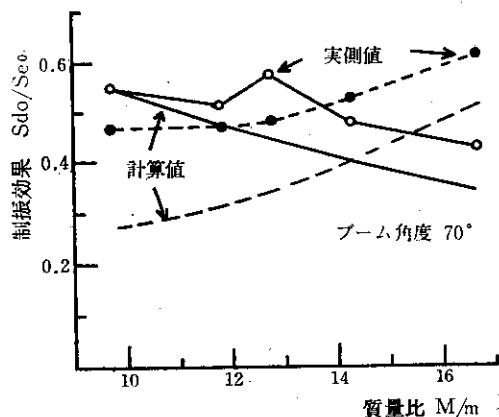


図8 動吸振器の制振効果

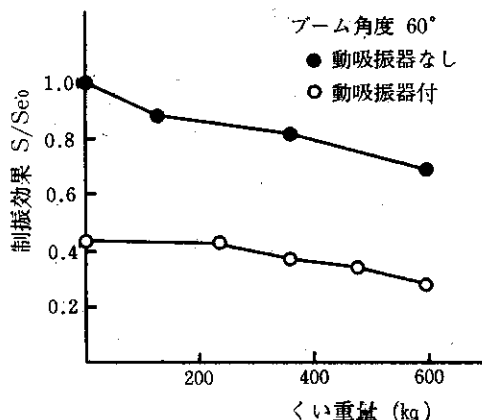


図11 くい重量に対するブーム最大応力

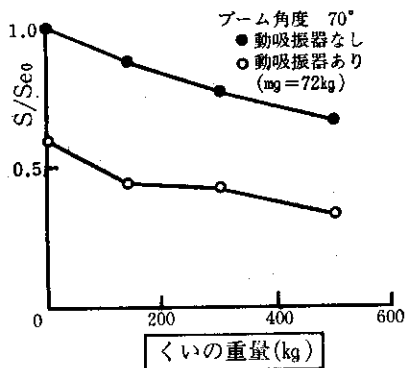


図9 くい重量に対するブームの最大応力

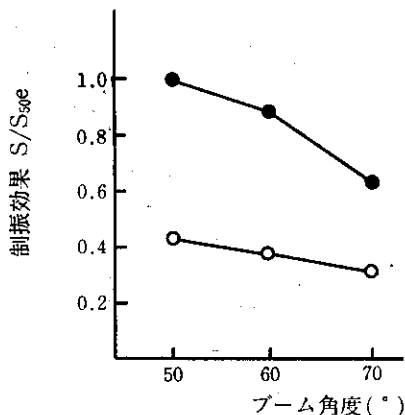


図12 ブーム角度に対するブーム最大応力

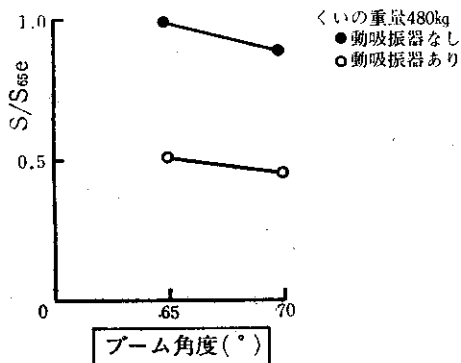


図10 角度に対するブーム最大応力

比が変化すれば最適な減衰定数も変るが、主振動系に減衰がある程度存在する場合、制振効果に対して減衰定数の最適値からのずれの影響は大きくないことから考えると、図8から諸元の計算値に多少の誤差があっても質量に関して微調整可能にしておけば、ほぼ最適な動吸振器が得られることがわかる。また効果を表わす曲線の傾き

はかなりゆるやかであり動吸振器の諸元が多少ずれていてもあまり問題のないことがわかる。

図9にくいの重量変化に対する最大発生応力の変化を示す。動吸振器がない場合とある場合のいずれもくいの重量の増加にともない応力が減少しており、動吸振器の効果としてはほぼ一定である。くい重量の増加にともなって応力が減少するのは緩衝ばねの絶縁効果がよくなるからであると考えられる。

ブーム角度の変化に対する応力に及ぼす影響の実測値を図10に示す。この場合、動吸振器の有無にかかわらず、ブーム角度の小さい方が応力は大きい、動吸振器の制振効果としてはほぼ一定である。ブーム角度の小さい方が応力が大きくなるのは、巻上げロープからブームに伝達される力の割合が大きくなるためと考えられる。

18mブームを使用した場合についても、15mブームの場合と同様にその系の振動特性にあった動吸振器を製作し実験を行った。この場合も前者と同様に3次モードが

制振の対象となり、図11に重い重量に対する制振効果の変化を、図12にブーム角度に対する制振効果の実測値を示している。その傾向はほぼ15mブームの場合と同様であり、動吸振器はいずれの場合に対しても安定して制振効果を示している。

このように、図9～図12から、作業条件が変わっても、またブームの長さが異っても、以上のように動吸振器を設計すれば、動吸振器は安定した制振効果を示すことがわかった。また、着目するモードには直接関係することではないが、動吸振器は、対象とするモードより低次のモードに対しては付加質量的な影響を、より高次モードに対しては空間に固定されたダンパの作用をする可能性が考えられるが、振動を大きくするような弊害にはならないことが確認された。

6. ま と め

移動式クレーンと振動くい打ち機を組み合わせ、くいの打ち込み、引き抜きを行う場合に共振応力が問題となる。その共振応力をおさえることを目的として、振動系をモデル化して固有値解析することにより簡略化し、

最適な動吸振器の設計およびその効果について計算し、実機モデルによる実験と比較検討した結果、以下に示す結論を得た。

- (i) 記算値と実測値はよく一致し、ここで用いた振動系のモデル化の手法ならびに動吸振器の設計計算手法は実用上問題がないことがわかった。
- (ii) 動吸振器を装着すると作業性を損うことなくクレーンブームでの振動による最大発生応力が約1/2になり、かつ作業条件が変化しても動吸振器の効果としてはほぼ一定である。このことから、動吸振器を装着することによりブームが疲労破壊しにくくなるものと考えられる。

ここでは、動吸振器を一個だけ用いる場合について検討したが、複数の共振点に対して複数の動吸振器を用いる場合についても拡張が可能と考えられる。

参 考 文 献

- 1) 藤川ほか2名, 機械学会論文集, 41-343 (昭50-3), 813.
- 2) 五百井, 池田, 第16回構造強度に関する講演会, 講演集 (昭49-7), 131.